

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平4-300442

(43) 公開日 平成4年(1992)10月23日

(51) Int.Cl.⁵

F 1 6 H 3/66

識別記号

庁内整理番号

B 9030-3 J

F I

技術表示箇所

審査請求 未請求 請求項の数 2 (全 6 頁)

(21) 出願番号 特願平3-64736

(22) 出願日 平成3年(1991)3月28日

(71) 出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(71) 出願人 000115784

株式会社リズム

静岡県浜松市御給町283番地の3

(72) 発明者 菅野 一彦

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

(72) 発明者 平岩 一美

静岡県浜松市御給町283番地の3 リズム自動車部品製造株式会社内

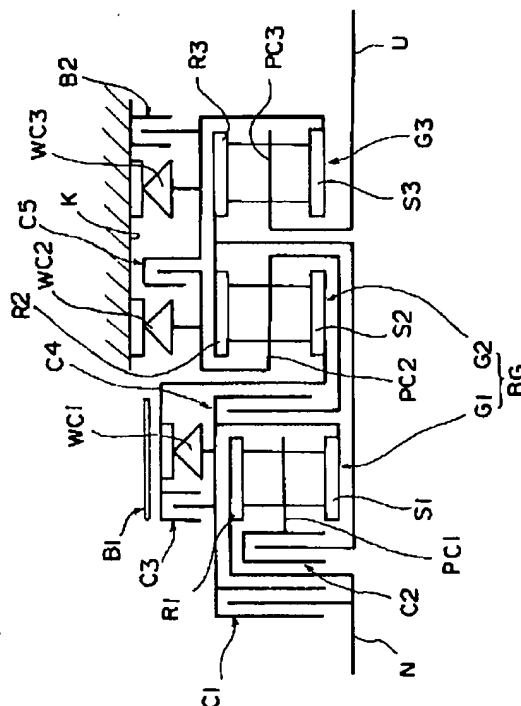
(74) 代理人 弁理士 森 哲也 (外2名)

(54) 【発明の名称】 自動変速機の遊星歯車列

(57) 【要約】

【目的】 一組の単純遊星歯車機構を追加することで変速段数の多段化をはかると共に、オーバドライブ状態の変速段を複数設定可能にする。

【構成】 Nは入力軸を指し、Uは出力軸を指して、その入力軸Nと出力軸Uとの間に、2組の単純遊星歯車機構からなる複列の遊星歯車列BG、追加遊星歯車G3、第1～5クラッチC1～C5、第1、2ブレーキB1、B2及び第1～3ワンウェイクラッチWC1～WC3が設けられている。複列の遊星歯車列BGは、第1単純遊星歯車機構G1と増幅段遊星歯車G2から構成されている。そして、各ブレーキ、クラッチ及びワンウェイクラッチを選択的に作動させて、前進6速後進1速を得て、第5及び第6速時の変速比はオーバドライブ状態になる。



1

2

【特許請求の範囲】

【請求項1】 一組の単純遊星歯車機構からなる増速段遊星歯車とこれに連結される別の遊星歯車機構とを有し、その増速段遊星歯車を作動させることでオーバドライブ状態の変速段を得る複列の遊星歯車列に、さらに別の組の単純遊星歯車機構からなる追加遊星歯車を追加して、入力軸と前記増速段遊星歯車のプラネットキャリアとを連結可能とし、増速段遊星歯車のプラネットキャリアと追加遊星歯車のサンギヤとを連結可能とし、増速段遊星歯車のリングギヤと追加遊星歯車のリングギヤとを連結し、さらに、増速段遊星歯車及び追加遊星歯車の両サンギヤを静止部に対して夫々固定可能とすると共に、追加遊星歯車のプラネットキャリアと出力軸とを連結する自動変速機の遊星歯車列において、前記増速段遊星歯車の歯車比を追加遊星歯車の歯車比よりも大きく設定することを特徴とする自動変速機の遊星歯車列。

【請求項2】 増速段遊星歯車の歯車比を0.45より大きくし、追加遊星歯車の歯車比を0.4未満に設定すると共に、 $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比})$ の値を0.9未満に設定することを特徴とする請求項1記載の自動変速機の遊星歯車列。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】本発明は、一組の単純遊星歯車機構を追加して変速段数の多段化をはかる自動変速機の遊星歯車列に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の自動変速機の遊星歯車列としては、例えば特開昭60-57036号公報や特開昭60-88252号公報に記載されているものがある。

【0003】これらは、二組の単純遊星歯車機構から構成される複列の遊星歯車列に対して、一組の単純遊星歯車機構を追加し、且つブレーキやクラッチからなる摩擦要素を7個備えることにより変速段数の多段化をはかり、もって前進5段後進1段の変速段数を得ている。

【0004】

【発明が解決しようとする課題】昨今、環境問題等から車両の燃料消費率低減という社会的な要請が起きている。

【0005】しかるに、前記従来の自動変速機の遊星歯車列では、燃料消費率が低減するオーバドライブ状態の変速段を1段しか得ることができないという問題がある。本発明は、前記のような問題点に着目してなされたもので、一組の単純遊星歯車機構を追加することにより変速段数の多段化をはかると共に、オーバドライブ状態の変速段を複数設定可能にすることを目的としている。

【0006】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するために、本発明の自動変速機の遊星歯車機構は、一組の単純遊星歯車機構からなる増速段遊星歯車とこれに連結され

る別の遊星歯車機構とを有し、その増速段遊星歯車を作動させることでオーバドライブ状態の変速段を得る複列の遊星歯車列に、さらに別の組の単純遊星歯車機構からなる追加遊星歯車を追加して、入力軸と前記増速段遊星歯車のプラネットキャリアとを連結可能とし、増速段遊星歯車のプラネットキャリアと追加遊星歯車のサンギヤとを連結可能とし、増速段遊星歯車のリングギヤと追加遊星歯車のリングギヤとを連結し、さらに、増速段遊星歯車及び追加遊星歯車の両サンギヤを静止部に対して夫々固定可能とすると共に、追加遊星歯車のプラネットキャリアと出力軸とを連結する自動変速機の遊星歯車列において、前記増速段遊星歯車の歯車比を追加遊星歯車の歯車比よりも大きく設定することを特徴としている。

【0007】前記増速段遊星歯車の歯車比を0.45より大きくし、追加遊星歯車の歯車比を0.4未満に設定すると共に、 $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比})$ の値を0.9未満に設定するとよい。

【0008】

【作用】二組の遊星歯車機構からなる複列の歯車列に一組の単純遊星歯車機構を追加することで、変速段数の多段化をはかる。

【0009】このとき、増速段遊星歯車及び追加遊星歯車だけを作動させた場合、その増速段遊星歯車及び追加遊星歯車の両サンギヤを固定することで $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比})$ となる変速比を得ることができる。また、増速段遊星歯車のサンギヤを固定し且つ増速段遊星歯車のプラネットキャリアと追加遊星歯車のサンギヤと連結することで $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比} + \text{追加遊星歯車の歯車比})$ の変速比を得ることができる。

【0010】前記後者の変速比は、増速段遊星歯車の歯車比及び追加遊星歯車の歯車比の値に関係なくオーバドライブ状態の変速比となるが、前者の変速比は増速段遊星歯車の歯車比及び追加遊星歯車の歯車比の値によってオーバドライブ状態にならないことがある。本発明では、前記増速段遊星歯車の歯車比を追加遊星歯車の歯車比よりも大きく設定することで、前記両者の変速比を確実にオーバドライブ状態の変速比にする。

【0011】追加遊星歯車を作動させずに増速段遊星歯車のみを作動させて、さらにオーバドライブ状態の変速段を増やすこともできる。なお、前記複列の遊星歯車列は二組の遊星歯車機構から構成されるものに限るものでなく三組以上でもよいし一組でも構わない。

【0012】また、前記増速段遊星歯車の歯車比及び追加遊星歯車の歯車比において、増速段遊星歯車の歯車比を0.45より大きくし、追加遊星歯車の歯車比を0.4未満に設定すると共に、 $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比})$ の値を0.9未

満となるように設定すると、オーバドライブ状態への移行及びオーバドライブ状態での変速段間の段間差が適切な値となり、オーバドライブ状態での円滑な変速を可能にする。

【0013】

【実施例】以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。図1は、本発明に係わる自動変速機の遊星歯車列の第1実施例を示す図である。

【0014】まず構成を説明すると、図中Nは図示していないエンジン側の出力軸に連結された入力軸を指し、Uは出力軸を指して、その入力軸Nと出力軸Uとの間に、2組の単純遊星歯車機構G1、G2からなる複列の遊星歯車列BG、一組の単純遊星歯車機構からなる追加遊星歯車、第1～5クラッチC1～C5、第1、第2ブレーキB1、B2及び第1～3ワンウェイクラッチWC1～WC3が設けられている。

【0015】前記複列の遊星歯車列BGは、第1単純遊星歯車機構G1と増幅段遊星歯車である第2単純遊星歯車機構G2から構成されて、当該第1単純遊星歯車機構G1は第1サンギヤS1、第1リングギヤR1及び第1
20 プラネットキャリアPC1からなり、第2単純遊星歯車機構G2は第2サンギヤS2、第2リングギヤR2及び第2プラネットキャリアPC2からなる。

【0016】また、前記追加遊星歯車は第3単純遊星歯車機構G3からなり、その第3単純遊星歯車機構G3は第3サンギヤS3、第3リングギヤR3及び第3プラネットキャリアPC3から構成されている。

【0017】そして、前記入力軸Nは、第1リングギヤR1に連結されると共に、該第1リングギヤR1と並列に配列された第1クラッチC1を介して第1サンギヤS
30 1に断続可能に連結されている。前記入力軸Nは、第1クラッチC1と直列に連結された第3クラッチC3若しくは第1ワンウェイクラッチWC1を介して第2サンギヤS2にも断続可能に連結され、その第2サンギヤS2は第1ブレーキB1を介して静止部に固定可能となっている。また、前記入力軸Nは、前記第3クラッチC3と並列に配列された第4クラッチC4を介して第2プラネットキャリアPC2とも断続可能に連結されている。その第2プラネットキャリアPC2は、静止部であるケースKに第2ワンウェイクラッチWC2を介して固定可能
40 となると共に、第5クラッチC5を介して第3サンギヤS3とも断続可能に連結されている。その第3サンギヤS3は第2ブレーキB2若しくは第3ワンウェイクラッチWC3を介して静止部であるケースKに固定可能となっている。

【0018】また、第1プラネットキャリアPC1は、第2クラッチC2を介して第2リングギヤR2及び第3リングギヤR3と断続可能な連結され、その第3リングギヤR3に噛合する第3プラネットキャリアPC3が出力軸Uに連結されている。

【0019】以上の構成よりなる自動変換機の遊星歯車列では、各ブレーキB1、B2、クラッチC1～C5及びワンウェイクラッチWC1～WC3を図2(a)に示す組合せで選択的に作動させることにより、図2(b)に示される前進6速後進1速を得ることができる。

【0020】なお、図2(a)において、○印は締結状態を示し、無印は開放状態を示している。また、 $\alpha 1$ は第1リングギヤR1の歯車数に対する第1サンギヤS1の歯車数の比を表し、 $\alpha 2$ は第2リングギヤR2の歯車数に対する第2サンギヤS2の歯車数の比を表し、 $\alpha 3$ は第3リングギヤR3の歯車数に対する第3サンギヤS3の歯車数の比を表している。

【0021】そして、第5及び第6速の変速段においては、図2に示すように、増速段遊星歯車である第2単純遊星歯車機構G2と追加遊星歯車機構である第3単純遊星歯車機構G3だけが作動し、第5速では、第2、第3サンギヤS2、S3を固定することで $(1 + \alpha 3) / (1 + \alpha 2)$ の変速比を得る。また、第6速では、第2サンギヤS2を固定し且つ第2プラネットキャリアPC2と第3サンギヤS3を連結することで $(1 + \alpha 3) / (1 + \alpha 2 + \alpha 3)$ の変速比を得る。

【0022】このとき、増速段遊星歯車の歯車比である $\alpha 2$ は追加遊星歯車の歯車比である $\alpha 3$ より大きく設定されるために、当該第5及び第6速時の変速比はオーバドライブ状態になる。かくして、オーバドライブ状態の変速段を2段設定できることとなる。

【0023】また、 $\alpha 2$ を0.50とし、 $\alpha 3$ を0.30とすることで、 $(1 + \alpha 3) / (1 + \alpha 2)$ の値が0.867となり、図2に示すように、第4速から第5速、第5速から第6速への段間差が0.133及び0.145となつて、オーバドライブ状態の変速段間の段間差が適切な値となり、オーバドライブ状態への移行及びオーバドライブ状態での円滑な変速を可能にする。

【0024】次に第2実施例を説明する。図3は第2実施例を説明する図である。この実施例は、入力軸Nを、第1クラッチC1を介して第2サンギヤS2に断続可能に連結し、また、該入力軸Nを前記第1クラッチC1と並列に配列された第4クラッチC4を介して第1サンギヤS1に連結すると共に、前記第1クラッチC1と並列に配列された第3クラッチC3を介して、その入力軸Nは、第1リングギヤR1とも断続可能に連結し、さら
40 に、その第1リングギヤR1を介して第2プラネットキャリアPC2とも連結される。また、第1プラネットキャリアPC1を第2リングギヤR2及び第3リングギヤR3に第2クラッチC2若しくは第1ワンウェイクラッチWC1を介して断続可能に連結している。

【0025】他の構成は第1実施例と同様であり、各ブレーキB1、B2、クラッチC1～C5及びワンウェイクラッチWC1～WC3を図4(a)に示す組合せで選択的に作動させることにより、図4(b)に示される前
50

進6速後進1速を得ることができる。

【0026】この場合にも第1実施例と同様に、第5速及び第6速をオーバドライブ状態の変速段にすることができる。次に第3実施例を説明する。図5は第3実施例を説明する図である。

【0027】この実施例は、第3リングギヤと第3サンギヤとを第6クラッチを介して断続可能に連結したほかは第1実施例と同じ構成である。この場合にも、各ブレーキB1、B2、クラッチC1～6及びワンウェイクラッチWC1～3を図6に示す組合せで選択的に作動させることにより、図7に示される前進9速後進1速を得ることができる。

【0028】この実施例では、第7～第9速がオーバドライブ状態になり、オーバドライブ状態の変速比を3段得ることができる。以上のように、一組の単純遊星歯車機構を追加して変速段数の多段化をはかり、車両の連続的な速度変化に対応したより相応しい変速比を得ると共に、変速比が1よりも小さい、オーバドライブ状態の変速段を2～3段と複数設定することが可能となる。

【0029】そして、オーバドライブ状態の変速段を複数設定することによって、比較的高速の定常走行において燃料消費率を重視した変速ポジションが選択可能となり、かくしてエンジンの回転数をきめ細かく制御できると共に、燃料消費量の低減が期待できる。

【0030】

【発明の効果】以上説明してきたように、本発明の自動遊星歯車列は、一組の単純遊星歯車機構を追加して変速段数の多段化をはかることで、車両の連続的な速度変化に対応したより相応しい変速比を得ると共に、オーバドライブ状態の変速段を2～3段と複数設定可能にすることで、比較的高速の定常走行において燃料消費率を重視した変速ポジションを選択して、エンジンの回転数をきめ細かく制御でき且つ燃料消費量の低減が期待できる。

【0031】また、増速段遊星歯車の歯車比を0.45より大きくし、追加遊星歯車の歯車比を0.4未満に設定すると共に、 $(1 + \text{追加遊星歯車の歯車比}) / (1 + \text{増速段遊星歯車の歯車比})$ を0.9未満に抑えることで、オーバドライブ状態への移行及びオーバドライブ状態での円滑な変速を可能とすることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施例による自動変速機の遊星歯車列を示

す概略骨組図である。

【図2】第1実施例による自動変速機の遊星歯車列の作動要素の組合せとその変速比を示す図表である。

【図3】第2実施例による自動変速機の遊星歯車列を示す概略骨組図である。

【図4】第2実施例による自動変速機の遊星歯車列の作動要素の組合せとその変速比を示す図表である。

【図5】第3実施例による自動変速機の遊星歯車列を示す概略骨組図である。

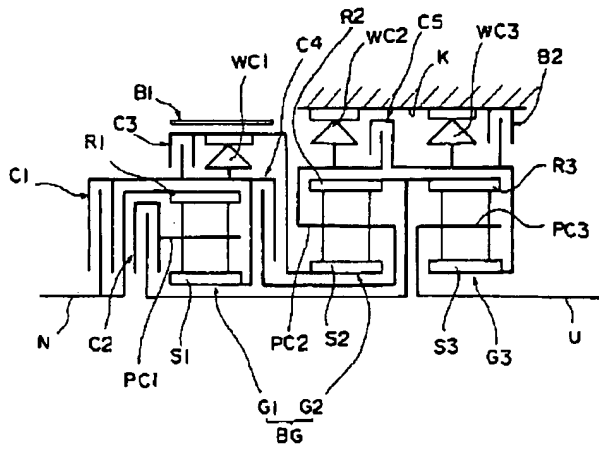
10 【図6】第3実施例による自動変速機の遊星歯車列の作動要素の組合せを示す図表である。

【図7】第3実施例による自動変速機の遊星歯車列の変速比を示す図表である。

【符号の説明】

N	入力軸
U	出力軸
BG	複列の遊星歯車列
G1	第1遊星歯車機構
G2	第2遊星歯車機構 (増速段遊星歯車)
G3	第3遊星歯車機構 (追加遊星歯車)
S1	第1サンギヤ
R1	第1リングギヤ
PC1	第1プラネットキャリア
S2	第2サンギヤ
R2	第2リングギヤ
PC2	第2プラネットキャリア
S3	第3サンギヤ
R3	第3リングギヤ
PC3	第3プラネットキャリア
C1	第1クラッチ
C2	第2クラッチ
C3	第3クラッチ
C4	第4クラッチ
C5	第5クラッチ
C6	第6クラッチ
B1	第1ブレーキ
B2	第2ブレーキ
WC1	第1ワンウェイクラッチ
WC2	第2ワンウェイクラッチ
40 WC3	第3ワンウェイクラッチ

【図1】



【図2】

(a)

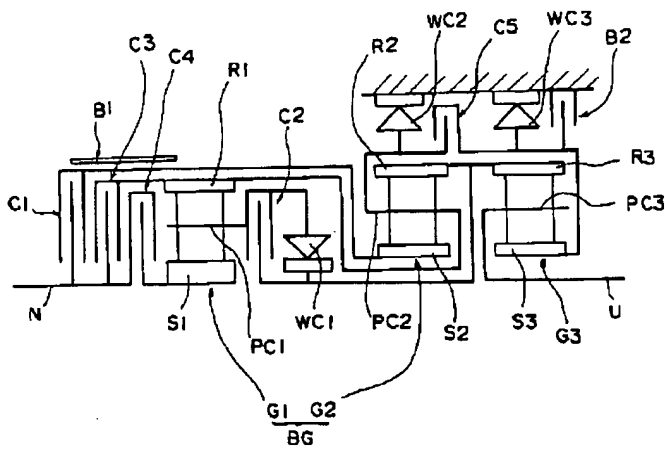
	C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
1		o						o	o	o
2		o				o		o		o
3	o	o				(o)				o
4	o	(o)		o	o			o		
5	o			o	o	o				o
6	o			o	o	o				
R	o		o		o		o			

() 内は
動力伝達に
無関係

(b)

	変速比	$\frac{\sigma 1}{\sigma 2}$	$\frac{\sigma 1}{\sigma 3}$	0.35 0.50 0.30	0.50 0.50 0.30	0.45 0.50 0.30
1	$(1 + \sigma 1 + \frac{\sigma 1}{\sigma 2})(1 + \sigma 3)$			3.445	3.250	3.055
2	$(1 + \sigma 1)(1 + \sigma 3)$			2.015	1.950	1.885
3	$1 + \sigma 3$			1.300	1.300	1.300
4	1			1.000	1.000	1.000
5	$\frac{1 + \sigma 3}{1 + \sigma 2}$			0.867	0.867	0.867
6	$\frac{1 + \sigma 3}{1 + \sigma 2 + \sigma 3}$			0.722	0.722	0.722
R	$\frac{-(1 + \sigma 3)}{\sigma 2}$			-2.60	-2.60	-2.60

【図3】



【図6】

	C1	C2	C3	C4	C5	C6	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
1		o							o	o	o
2		o				o			o	o	
3	o	o					o		o		o
4	o	o				o	o		o		
5	o	o					(o)				o
6	o	(o)		o	o				o		
7	o			o	o		o				o
8	o			o	o		o				
9	o			o	o		o				
R	o		o		o			o			
1		o	(o)		(o)			(o)	o	o	o
2		o				o			o	o	
3		o	(o)				o	(o)	o		o
4		o	(o)			o	o		o		
5	o	o					(o)	(o)			o
6	o	(o)	(o)	o	o				o		
7	o			o			o	(o)			o

注: () 内は動力伝達に無関係
() 内はエンジンブレーキ時のみ作動

【図4】

(a)

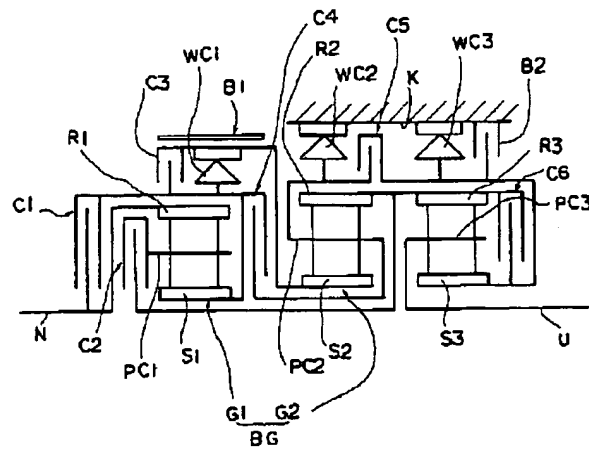
		C1	C2	C3	C4	C5	B1	B2	OWC1	OWC2	OWC3
D	1				○				○	○	○
	2				○		○		○		○
	3			○	○				○		○
	4			○	○	○			○		
	5			○	(○)		○				○
	6			○	(○)	○	○				
R		○				○		○			

()内は動力伝達に要部。

(b)

	変速比	α_1	α_2	α_3
1	$\frac{(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)}{\alpha_1}$	0.55	0.55	0.55
2	$\frac{\{ \alpha_1 + \alpha_2(1+\alpha_1) \} (1+\alpha_3)}{\alpha_2(1+\alpha_1)}$	0.55	0.50	0.30
3	$1+\alpha_3$	0.30	0.30	0.30
4	1	1.000	1.000	1.000
5	$\frac{1+\alpha_3}{1+\alpha_2}$	0.839	0.867	0.867
6	$\frac{1+\alpha_3}{1+\alpha_2+\alpha_3}$	0.703	0.722	0.722
R	$\frac{-(1+\alpha_3)}{\alpha_2}$	-2.36	-2.60	-2.60

【図5】



【図7】

	変速比	α_1	α_2	α_3
1	$(1+\alpha_1+\frac{\alpha_1}{\alpha_2})(1+\alpha_3)$	0.55	0.50	0.45
2	$(1+\alpha_1+\frac{\alpha_1}{\alpha_2})$	0.50	0.50	0.50
3	$(1+\alpha_1)(1+\alpha_3)$	0.30	0.30	0.30
4	$1+\alpha_1$	1.550	1.500	1.450
5	$1+\alpha_3$	1.300	1.300	1.300
6	1	1.000	1.000	1.000
7	$\frac{1+\alpha_3}{1+\alpha_2}$	0.867	0.867	0.867
8	$\frac{1+\alpha_3}{1+\alpha_2+\alpha_3}$	0.722	0.722	0.722
9	$\frac{1}{1+\alpha_2}$	0.667	0.667	0.667
R	$\frac{-(1+\alpha_3)}{\alpha_2}$	-2.60	-2.60	-2.60

PAT-NO: JP404300442A

DOCUMENT-IDENTIFIER: JP 04300442 A

TITLE: PLANETARY GEAR LINE OF AUTOMATIC TRANSMISSION

PUBN-DATE: October 23, 1992

INVENTOR-INFORMATION:

NAME

SUGANO, KAZUHIKO

HIRAIWA, KAZUMI

ASSIGNEE-INFORMATION:

NAME

NISSAN MOTOR CO LTD

RHYTHM CORP

COUNTRY

N/A

N/A

APPL-NO: JP03064736

APPL-DATE: March 28, 1991

INT-CL (IPC): F16H003/66

US-CL-CURRENT: 475/276

ABSTRACT:

PURPOSE: To obtain multiple stages of speed number and set a plurality of number speeds under a over-driving condition by adding a pair of simple planetary gear mechanism.

CONSTITUTION: A plurality lines of planetary gears BG composed of two pairs of simple planetary gear mechanisms, an additional planetary gear G3, first to fifth clutches C1 to C5, first and second brakes B1, B2, first to third one-way clutches WC1 to WC3 are arranged between an input shaft N and an output shaft U. The plural lines of planetary gear lines BG are composed of a first simple planetary gear mechanism G1 and an amplified stage planetary gear G2. An advance sixth speed and a back first speed are obtained by selectively operating the brakes, clutches, and one-way clutches. A transmission ratio of the fifth and sixth speed is under a over-driving condition.

COPYRIGHT: (C)1992,JPO&Japio